

IDENTYFIKACJA MODELU DYNAMICZNEGO ŻURAWIA SAMOCHODOWEGO

WOJCIECH JEDLIŃSKI (WARSZAWA)

Przedstawiono proces identyfikacji drgań żurawia samochodowego HY-63; wykorzystując arbitralnie sformułowany model strukturalny. Przeprowadzono identyfikację częściową, przyjmując parametry masowe wyznaczone drogą obliczeniową, a współczynniki sztywności i tłumienia wyznaczono na podstawie badań eksperymentalnych tego żurawia. W procesie identyfikacji wykorzystano również teorię układów częściowych.

1. WSTĘP

Identyfikacja jako metoda formułowania modeli matematycznych opisujących zjawiska dynamiczne w złożonych układach mechanicznych znajduje coraz większe zainteresowanie [1 i 2]. Wynika to z dążeń, aby wszelkie badania dynamiki układów prowadzone były na podstawie modeli w dużym stopniu adekwatnych do własności badanego układu. Zauważmy, że upowszechnione obecnie badania symulacyjne na modelach matematycznych są tylko w takim stopniu poprawne, w jakim model ten wiernie opisuje badane zjawiska. Przy badaniu dynamiki maszyn najczęściej korzysta się z modeli strukturalnych, gdyż umożliwiają one określenie odpowiedzi elementów modelu i układu. W tym przypadku mówimy o tzw. identyfikacji pełnej [3].

Na drodze stosowanej procedury identyfikacyjnej wyznaczamy wszystkie parametry modelu, tj. wszystkie współczynniki równań modelu matematycznego. W wyniku identyfikacji otrzymamy wówczas wartości współczynników optymalnych, tzn. takich, przy których model o danej strukturze najlepiej opisuje badane zjawiska. Jeżeli przyjęty model jest liniowy, to w wyniku identyfikacji otrzymujemy model najlepiej zlinearyzowany spośród wszystkich innych, tj. takich, dla których współczynniki wyznaczono innymi metodami (np. drogą obliczeniową, czy też eksperymentów elementarnych wykonanych na elementach badanego obiektu). Narzucenie struktury modelu, aczkolwiek wykonywane przy wykorzystaniu stosownej wiedzy z dynamiki maszyn, zawsze jest operacją niejednoznaczną. Dla badania danego problemu można sformułować różne modele. W związku z tym przy takim postępowaniu musimy zdawać sobie sprawę z tego, że narzucona struktura modelu może nie być najwłaściwsza. Lecz dobór struktury optymalnej ze względu na adekwatność do układu jest problemem odrębnym i nie będziemy się tutaj nim zajmować.

Model o sformułowanej strukturze ma często dużą liczbę parametrów, co zawsze sprawia określone trudności rachunkowe przy identyfikacji, która musi być wieloparametrowa. Dlatego stosuje się szereg zabiegów mających na celu zmniejszenie liczby parametrów modelu poddawanego identyfikacji. Zabiegiem prymitywnym byłoby tu uproszczenie modelu doprowadzające do stosownie małej liczby parametrów. Innym sposobem jest przeprowadzenie identyfikacji częściowej polegającej na tym, że część parametrów modelu jest wyznaczona bezpośrednio drogą np. obliczeniową, a pozostałe parametry są wyznaczane metodami identyfikacji.

Ten sposób jest bardzo często stosowany w praktyce, gdzie np. identyfikacja służy jedynie do wyznaczania parametrów tłumienia, pozostałe zaś (masowe i sztywnościowe) są obliczane na drodze teoretycznej [4]. Przy takim postępowaniu zachodzi jednak niebezpieczeństwo polegające na tym, że narzucenie modelowi części parametrów ogranicza możliwości jego dostosowania się do badanego problemu i współczynniki wyznaczone na drodze identyfikacji mogą być zdeformowane a nawet nie mieć sensu fizycznego. Dlatego o poprawności takiego postępowania można się przekonać dopiero po zakończeniu procedury identyfikacji. Pewne uproszczenie identyfikacji można otrzymać korzystając z teorii układów częściowych [5 i 6], które opisywane są mniejszymi liczbami parametrów. Ten sposób zajmuje coraz więcej uwagi ze względów praktycznych [7]. W pracy przedstawiono wyniki z przeprowadzonej identyfikacji drgań żurawia samochodowego HY-63 przy wykorzystaniu arbitralnie sformułowanego modelu strukturalnego opisanego szczegółowo w pracy [8]. Zastosowano identyfikację częściową przyjmując parametry masowe wyznaczone drogą obliczeniową. Identyfikacja polega więc tu na wyznaczeniu współczynników tłumienia i sztywności na podstawie badań eksperymentalnych na tym żurawiu.

W procedurze identyfikacji wykorzystano również teorię układów częściowych.

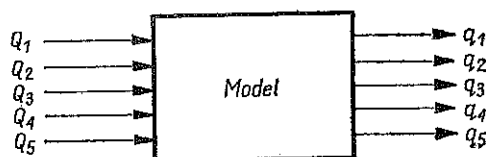
2. SCHEMAT IDENTYFIKACJI

Przedstawimy proces identyfikacji modelu żurawia samochodowego HY-63, którego drgania w płaszczyźnie podnoszenia opisane są układem równań (2.1)

$$(2.1) \quad \sum_{j=1}^5 (a_{ij} \ddot{q}_j + b_{ij} \dot{q}_j + c_{ij} q_j) = Q_i, \quad i=1, 2, \dots, 5.$$

Model rozważanych drgań można przedstawić za pomocą schematu blokowego jak na rys. 1.

Model matematyczny można scharakteryzować określając jego strukturę i parametry. Strukturę modelu reprezentowaną przez rząd i postać równań różnic-



Rys. 1. Schemat blokowy modelu drgań

kowych (2.1) przyjęto na podstawie informacji o konstrukcji żurawia. Zatem problem identyfikacji sprowadza się do wyznaczenia nieznanymi parametrów.

W przypadku żurawia samochodowego będą to parametry opisujące tłumienie i sztywność elementów, gdyż masy i momenty bezwładności wyznaczono stosunkowo dokładnie korzystając ze wzorów obliczeniowych.

Obliczone masy i momenty bezwładności są następujące:

$$(2.2) \quad a_{ij} = \begin{vmatrix} 10742 & -29351 & 26506 & 1324 & 0 \\ -29351 & 383443 & -337160 & -18384 & 1452 \\ 26506 & -337160 & 320904 & 17648 & -118 \\ 1324 & -18384 & 17648 & 1010 & 10 \\ 0 & 1452 & -118 & 10 & 1873 \end{vmatrix}.$$

Dalej podane parametry opisujące tłumienie (2.3) i sztywności (2.4) jako trudne do określenia (z małym błędem) metodami obliczeniowymi, wyznaczymy w procesie identyfikacji:

$$(2.3) \quad b_{ij} = \begin{vmatrix} 19(b_1 + b_2), & 10(b_1 - 6b_2), & 0, & 0, \\ 10(b_1 - 6b_2), & 5b_1 + 208b_2 - 49795, & 9152, & 0, \\ 0, & 9152, & -9152 + 3b, & \times, \\ 0, & -88, & 88 + 6749 \cdot 10^{-6}b, & \\ 0, & 0, & 0, & 0, \\ & & & 0, & 0 \\ & & & -88, & 0 \\ & & & \times 88 + 6749 \cdot 10^{-6}b, & 0 \\ & & & 48815 + 10^{-5}b, & 0 \\ & & & 0, & 9192 \end{vmatrix},$$

$$(2.4) \quad c_{ij} = \begin{vmatrix} 19(c_1 + c_2), & 10(c_1 - 6c_2), & 0, & 0, \\ 10(c_1 - 6c_2), & 5c_1 + 208c_2 - 49795, & 9152, & 0, \\ 0, & 9152, & -9152 + 3c, & \times, \\ 0, & -88, & 88 + 6749 \cdot 10^{-6}c, & \\ 0, & 0, & 0, & 0, \\ & & & 0, & 0 \\ & & & -88, & 0 \\ & & & 88 + 6749 \cdot 10^{-6}c, & 0 \\ & & & 48815 + 10^{-5}c, & 0 \\ & & & 0, & 9192 \end{vmatrix}.$$

Nieznanymi parametrami, jak wynika z (2.3) i (2.4), są współczynniki tłumienia b_1 , b_2 i b oraz współczynniki sztywności c_1 , c_2 i c . Można zauważyć, że współczynniki b_1 , b_2 , c_1 i c_2 występują tylko w pierwszym i drugim równaniu, natomiast współ-

czynniki b i c tylko w trzecim i czwartym. Dlatego w celu ułatwienia procesu identyfikacji skorzystamy z podziału na układy częściowe [9]¹⁾.

Wyodrębniamy więc układ częściowy I przedstawiony na rys. 2, gdzie

$$\tilde{Q}_5 = -1452\ddot{q}_3 + 118\dot{q}_3 - 10\ddot{q}_4.$$

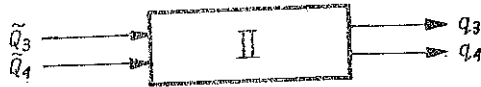


Rys. 2. Układ częściowy I

Układ częściowy II przedstawiamy na rys. 3, gdzie

$$\tilde{Q}_3 = -26506\ddot{q}_1 + 337160\ddot{q}_2 - 9152\dot{q}_2 - 9152q_2 + 118\ddot{q}_5 + Q_3,$$

$$\tilde{Q}_4 = -1324\ddot{q}_1 + 18384\ddot{q}_2 + 88\dot{q}_2 + 88q_2 - 10\ddot{q}_5 + Q_4.$$



Rys. 3. Układ częściowy II

Układ częściowy III przedstawiamy na rys. 4, gdzie

$$\tilde{Q}_1 = -26506\ddot{q}_3 - 1324\ddot{q}_4 + Q_1,$$

$$\tilde{Q}_2 = 337160\ddot{q}_3 - 9152\dot{q}_3 - 9152q_3 + 18384\ddot{q}_4 + 88\dot{q}_4 + 88q_4 - 1452\ddot{q}_5 + Q_2.$$



Rys. 4. Układ częściowy III

Procesowi identyfikacji poddamy więc układ częściowy II z nieznanymi parametrami b i c oraz układ częściowy III z nieznanymi parametrami b_1 , b_2 , c_1 i c_2 .

Należy zwrócić uwagę na to, że w procesie identyfikacji można z łatwością uwzględnić sprzężenia między układami co zostało uczynione. A więc podział na układy częściowe można tu przeprowadzać w sposób dowolny bez badania słabych sprzężeń, mając jedynie na celu ułatwienie procedury identyfikacji.

Jako kryterium identyfikacji zastosujemy minimum średniego odchylenia kwadratowego charakterystyk dynamicznych postulowanego modelu o nieznanymi parametrach (sztywności i tłumienia) oraz tych samych charakterystyk wyznaczonych na podstawie estymatorów uzyskanych z pomiarów drgań żurawia w trakcie prób eksperymentalnych. To kryterium, aczkolwiek nie najdokładniejsze [1], jest stosunkowo łatwe do wykorzystania w rozważanym przypadku.

⁽¹⁾ W pracy [9] pokazano sposób postępowania zbliżony do proponowanego w niniejszej pracy, jednakże odnosi się on tylko do układów szeregowych.

3. PROCEDURA IDENTYFIKACJI

Weźmy pod uwagę układy częściowe II i III przedstawione na rysunkach 3 i 4 opisane następującymi równaniami:

$$(3.1) \quad a_{kk} \ddot{q}_k + b_{kk} \dot{q}_k + c_{kk} q_k = \tilde{Q}_k - a_{kj} \ddot{q}_j - b_{kj} \dot{q}_j - c_{kj} q_j,$$

gdzie dla $k=1$ i 3 mamy $j=k+1$, a dla $k=2$ i 4 mamy $j=k-1$.

Dla skorelowanych sygnałów wejściowych między gęstościami widmowymi mocy istnieją zależności:

$$(3.2) \quad S_{\tilde{Q}_k \ddot{a}_k} (i\omega) = \Pi_{k1} (i\omega) S_{\tilde{Q}_k \tilde{Q}_k} (i\omega) + \Pi_{k2} (i\omega) S_{\tilde{Q}_k \ddot{a}_j} (i\omega),$$

gdzie $\Pi_{k1} (i\omega)$, $\Pi_{k2} (i\omega)$ oznaczają charakterystyki częstotściowe układu

$$(3.3) \quad \begin{aligned} \Pi_{k1} (i\omega) &= \frac{-\omega^2}{A^{(k)} (i\omega)}, \\ \Pi_{k2} (i\omega) &= \frac{-(c_{kj} - a_{kj} \omega^2 + i\omega b_{kj})}{A^{(k)} (i\omega)}, \\ A^{(k)} (i\omega) &= -c_{kk} - a_{kk} \omega^2 + i\omega b_{kk}. \end{aligned}$$

Przyjęliśmy następujące oznaczenia: $S_{\tilde{Q}_k \ddot{a}_k} (i\omega)$ oznacza wzajemne gęstości widmowe mocy sygnałów \tilde{Q}_k i \ddot{a}_k oraz $S_{\tilde{Q}_k \tilde{Q}_k} (i\omega)$ własne gęstości widmowe mocy sygnałów \tilde{Q}_k .

W celu dokonania dalszych przekształceń oznaczmy

$$(3.4) \quad \begin{aligned} S_{\tilde{Q}_k \ddot{a}_k} (i\omega) &= R_e^{\tilde{Q}_k \ddot{a}_k} - i J_m^{\tilde{Q}_k \ddot{a}_k}, \\ S_{\tilde{Q}_k \tilde{Q}_k} (i\omega) &= S_{\tilde{Q}_k} (\omega), \\ S_{\tilde{Q}_k \ddot{a}_j} (i\omega) &= R_e^{\tilde{Q}_k \ddot{a}_j} - i J_m^{\tilde{Q}_k \ddot{a}_j}. \end{aligned}$$

Po podstawieniu (3.3) i (3.4) w zależnościach (3.2) oraz dokonaniu przekształceń otrzymujemy.

$$(3.5) \quad A^{(k)} (i\omega) = A_1^{(k)} (i\omega) - (c_{kj} - a_{kj} \omega^2) A_2^{(k)} (i\omega) - \omega b_{kj} A_4^{(k)} (i\omega) + \\ + i [A_3^{(k)} (i\omega) + (c_{kj} - a_{kj} \omega^2) A_4^{(k)} (i\omega) - \omega b_{kj} A_2^{(k)} (i\omega)],$$

gdzie

$$(3.6) \quad \begin{aligned} A_1^{(k)} (i\omega) &= \frac{-\omega^2 S_{\tilde{Q}_k} (\omega) R_e^{\tilde{Q}_k \ddot{a}_k}}{|S_{\tilde{Q}_k \ddot{a}_k} (i\omega)|^2}, \\ A_2^{(k)} (i\omega) &= \frac{R_e^{\tilde{Q}_k \ddot{a}_j} R_e^{\tilde{Q}_k \ddot{a}_k} + J_m^{\tilde{Q}_k \ddot{a}_j} J_m^{\tilde{Q}_k \ddot{a}_k}}{|S_{\tilde{Q}_k \ddot{a}_k} (i\omega)|^2}, \\ A_3^{(k)} (i\omega) &= \frac{-\omega^2 S_{\tilde{Q}_k} (\omega) J_m^{\tilde{Q}_k \ddot{a}_k}}{|S_{\tilde{Q}_k \ddot{a}_k} (i\omega)|^2}, \\ A_4^{(k)} (i\omega) &= \frac{-R_e^{\tilde{Q}_k \ddot{a}_j} J_m^{\tilde{Q}_k \ddot{a}_k} + J_m^{\tilde{Q}_k \ddot{a}_j} R_e^{\tilde{Q}_k \ddot{a}_k}}{|S_{\tilde{Q}_k \ddot{a}_k} (i\omega)|^2}, \end{aligned}$$

gdzie dla $k=1$ i 3 mamy $j=k+1$, dla $k=2$ i 4 mamy $j=k-1$.

Przyjmujemy, że poszukiwane współczynniki tłumienia i sztywności wyznaczymy z następujących warunków:

$$(3.7) \quad J = \int_0^{\omega_0} \sum_{k=n}^{n+1} \{c_{kk} - a_{kk} \omega^2 - A_1^{(k)}(\omega) + (c_{kj} - a_{kj} \omega^2) A_2^{(k)}(\omega) + \omega b_{kj} A_4^{(k)}(\omega)\}^2 + \\ + [\omega b_{kk} - A_3^{(k)}(\omega) - (c_{kj} - a_{kj} \omega^2) A_4^{(k)}(\omega) + \omega b_{kj} A_2^{(k)}(\omega)]^2 \} d\omega = \min,$$

gdzie $n=1$ lub 3 .

Gdy $n=1$, to warunkami koniecznymi wystąpienia minimum funkcji (3.7) ze względu na poszukiwane współczynniki są następujące:

$$(3.8) \quad \frac{\partial J}{\partial b_1} = 0, \quad \frac{\partial J}{\partial c_1} = 0, \quad \frac{\partial J}{\partial b_2} = 0, \quad \frac{\partial J}{\partial c_2} = 0,$$

gdzie dla $k=1$ mamy $j=k+1$, a dla $k=2$ mamy $j=k-1$.

Po podstawieniu (3.7) w (3.8) otrzymujemy układ czterech równań algebraicznych, którego rozwiązaniem są poszukiwane współczynniki b_1 , b_2 , c_1 i c_2 .

Gdy $n=3$, to warunkami koniecznymi wystąpienia minimum funkcji (3.7) ze względu na poszukiwane współczynniki są następujące:

$$(3.9) \quad \frac{\partial J}{\partial b} = 0, \quad \frac{\partial J}{\partial c} = 0,$$

gdzie dla $k=3$ mamy $j=k+1$ a dla $k=4$ mamy $j=k-1$.

Po podstawieniu (3.7) w (3.9) otrzymujemy układ dwóch równań algebraicznych, którego rozwiązaniem są poszukiwane współczynniki b i c .

4. BADANIA EKSPERYMENTALNE

Badania eksperymentalne przeprowadzone zostały na żurawiu samochodowym HY-63 stojącym na drodze dojazdowej do placu budowy, wyłożonej betonowymi płytami.

W czasie pomiarów wzbudzone drgania żurawia w dwojaki sposób.

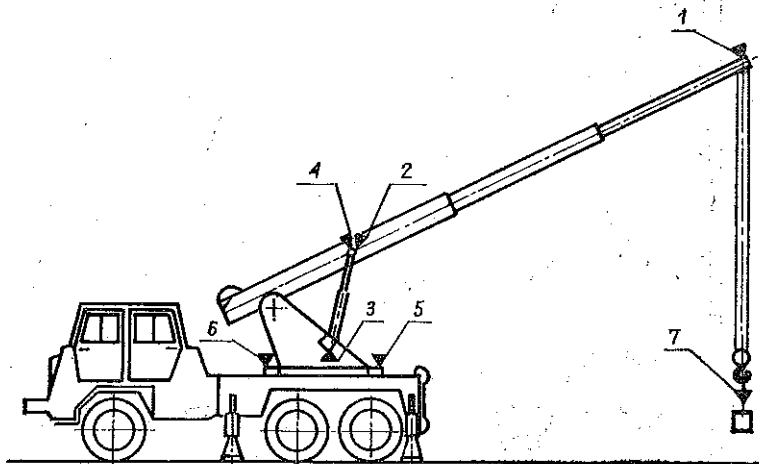
Wariant I. Wzbudzenie drgań za pomocą nagłego hamowania mechanizmu podnoszenia w czasie opuszczania ciężaru użytecznego.

Wariant II. Wzbudzenie drgań za pomocą nagłego hamowania mechanizmu podnoszenia w czasie podnoszenia ciężaru użytecznego.

Amplitudy i częstości występujących przyspieszeń mierzono za pomocą inercyjnych czujników przyspieszeń, a siłę wymuszającą drgania powstałą w czasie nagłego hamowania mechanizmu podnoszenia za pomocą dynamometru i rejestrowano na magnetofonie dla dalszego opracowania uzyskanych wyników. Rejestrowano jednocześnie sygnały z siedmiu punktów pomiarowych (sześć czujników przyspieszeń i dynamometr). Pomiar i rejestrację wyników powtarzano wielokrotnie.

Rozmieszczenie punktów pomiarowych na żurawiu samochodowym przedstawiono na rys. 5.

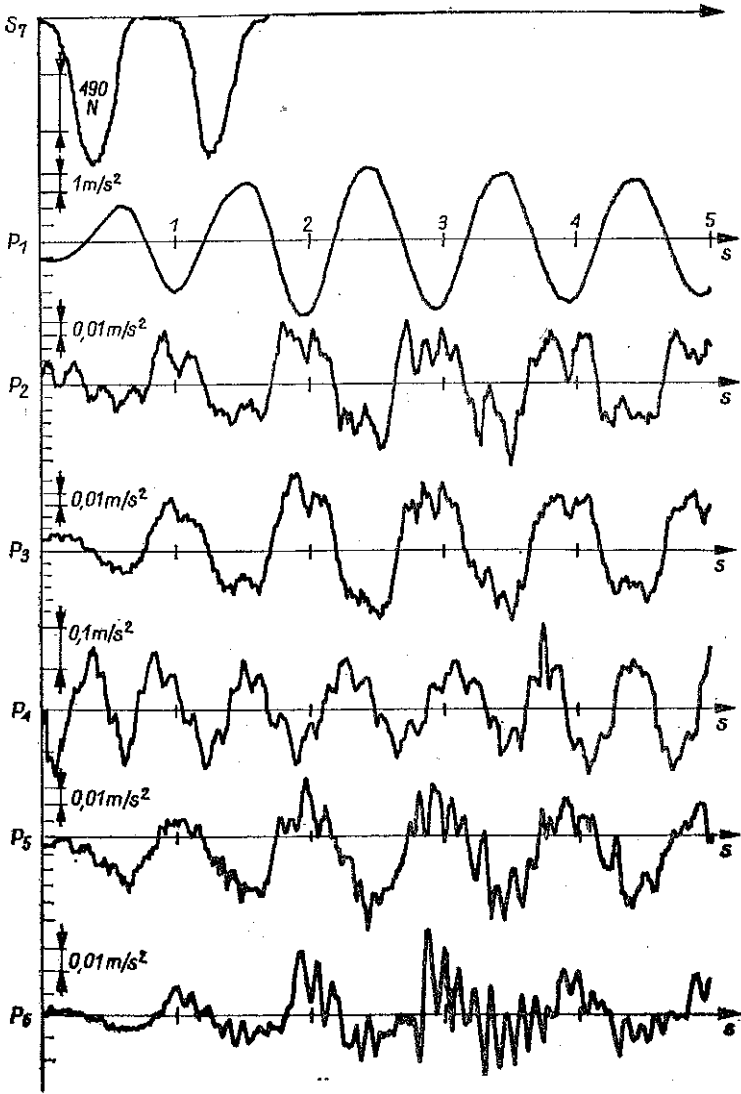
Sygnały zmierzone w wyżej wymienionych punktach zarejestrowano (rys. 6), a następnie przetworzono metodą analogową na wielkości występujące w równaniach drgań (rys. 7). Zestaw aparatury pomiarowo-przetwarzającej pokazano na rys. 8.



Rys. 5. Rozmieszczenie punktów pomiarowych

Na schemacie tym przyjęto następujące oznaczenia:

- P1, P2, P3 przyspieszoniomierze indukcyjne firmy Hottinger, typ B12/500 Hz,
- P4, P5, P6 przyspieszoniomierze firmy SFIM, typ JT21 z filtrem dolno-przepustowym $\omega_0=35$ Hz,
- S7 dynamometr tensometryczny,
- 1 wzmacniacz firmy Hottinger, typ 3071,
- 2 wzmacniacz firmy Hottinger, typ 3071 z filtrem dolno-przepustowym 2-go rzędu 12 dB/okt.,
- 3 wzmacniacz firmy Hottinger, typ 3070 tensometryczny, 1/2 mostka,
- 4 magnetofon ADR 1000B firmy Belle Howell (rejestruje w systemie PCM),
- 5 przetwarzanie analogowe,
- 6 digital Event Recorder 7502 firmy Brüel Kjaer,
- 7 perforator DT 105s,
- 8 taśma perforowana,
- 9 EMC „Odra 1013”,
- 10 korelator Hewlett Packard 3720A, 3721A,
- 11 pisak X-Y firmy Yokogama.

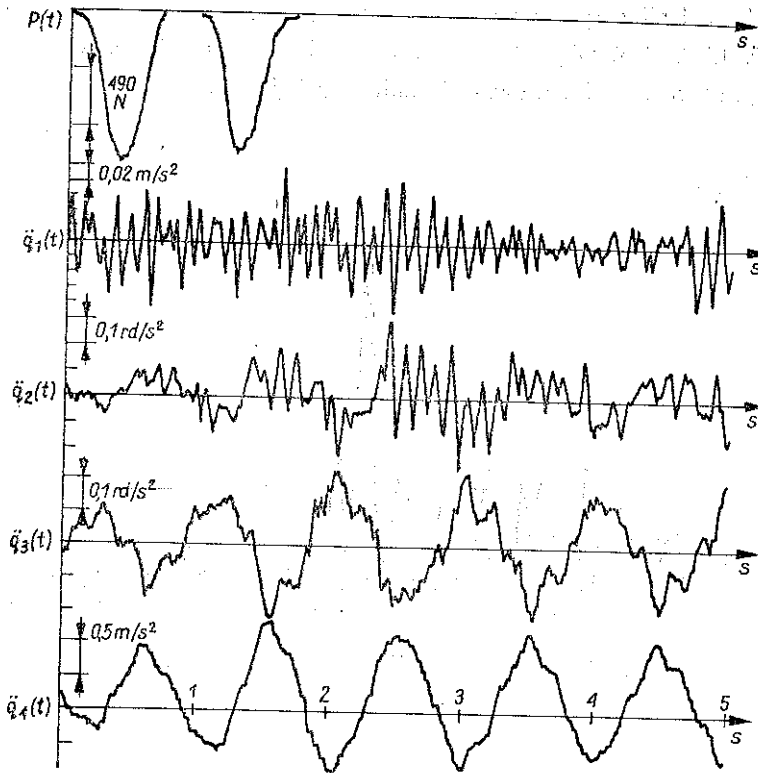


Rys. 6. Zmierzone sygnały

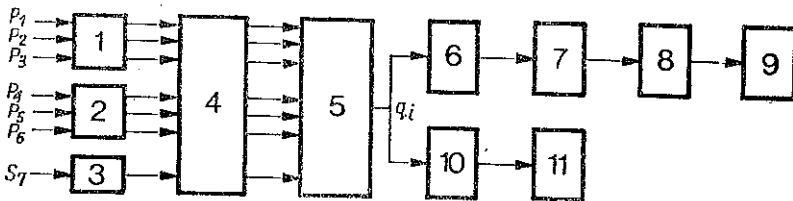
Rysunki 9, 10, 11, 12, 13, 14 i 15 pokazują przykłady niektórych wyników.

Na podstawie wyników z układu pomiarowo przetwarzającego (rys. 8) oraz wzorów (3.8) i (3.9) otrzymano:

$$c = 7,18 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}}, \quad b = 37167,25 \frac{\text{Ns}}{\text{m}},$$



Rys. 7. Przetworzone sygnały



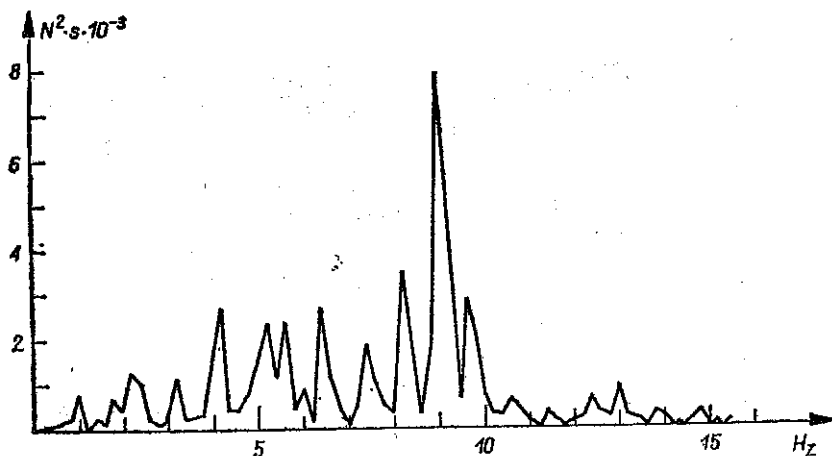
Rys. 8. Zestaw aparatury

$$b_1 = 2,73 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}}, \quad c_1 = 129574,72 \frac{\text{Ns}}{\text{m}},$$

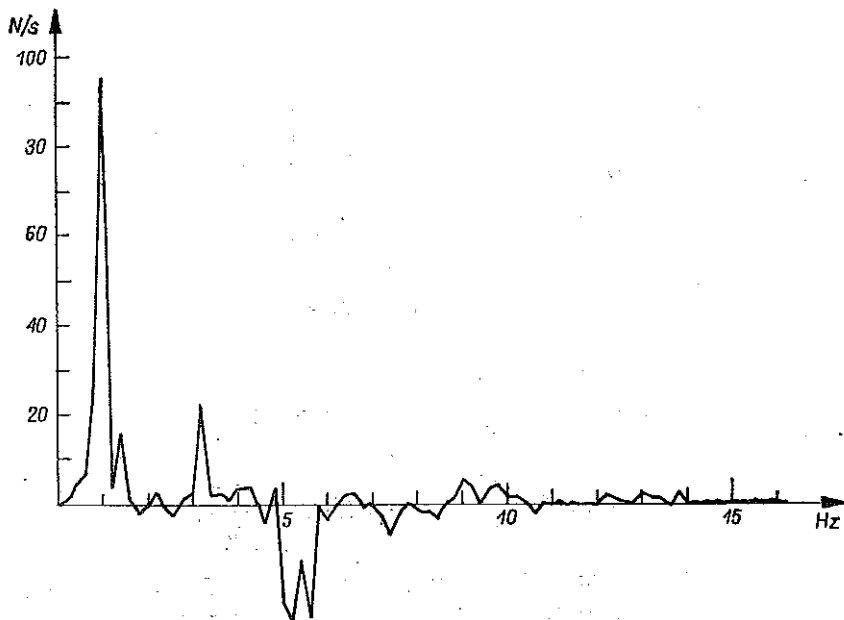
$$b_2 = 0,76 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}}, \quad c_2 = 20578,06 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}.$$

W ten sposób model matematyczny drgań żurawia przedstawiony równaniami (2.1) został w pełni określony. Niewielkie odchylenie funkcji koherencji od wartości jeden (przykład pokazano na rys. 15) wskazuje, że badany obiekt ma własności

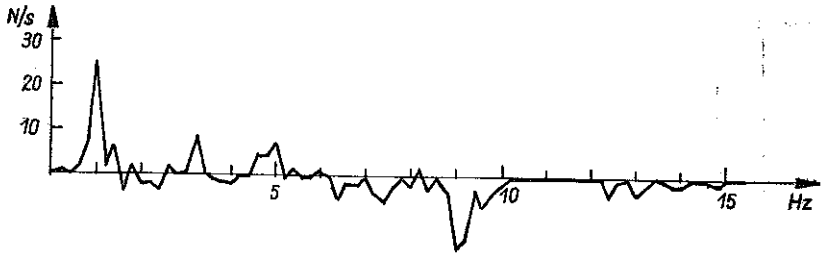
prawie liniowe i zlinearyzowany model drgań żurawia dobrze odzwierciedla rzeczywistość. Może być więc stosowany do obliczeń dynamicznych tego żurawia przy różnych wymuszeniach, niekoniecznie takich jakie użyto dla identyfikacji.



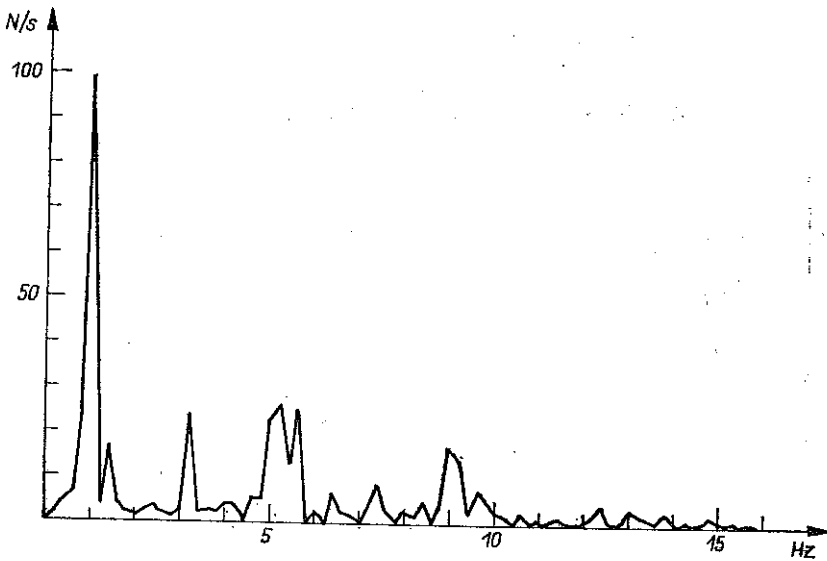
Rys. 9. Widmowa gęstość własna mocy sygnału \tilde{Q}_1



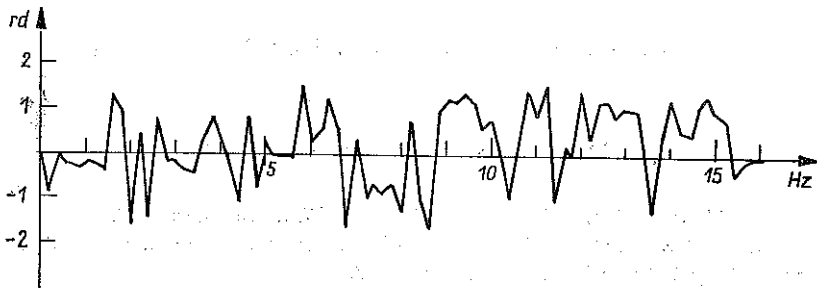
Rys. 10 Część rzeczywista widmowej gęstości wzajemnej mocy sygnałów \tilde{Q}_1 i \tilde{q}_2



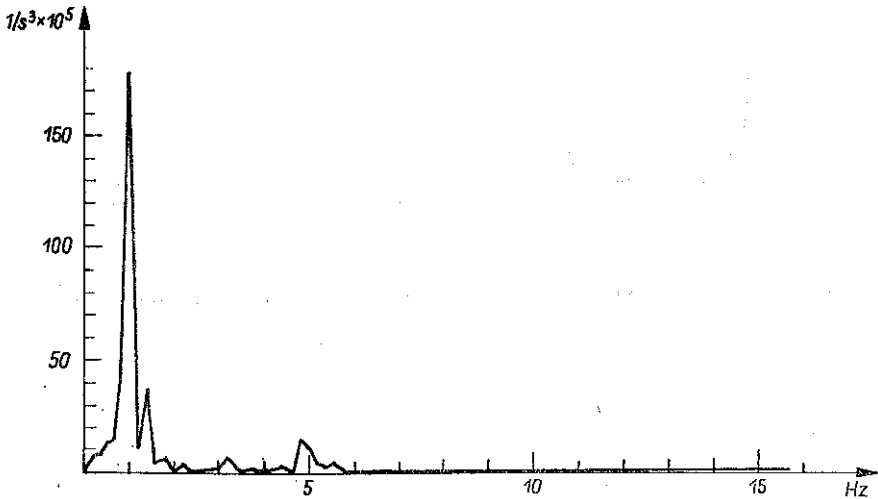
Rys. 11. Część urojona widmowej gęstości wzajemnej mocy sygnałów \tilde{Q}_1 i \tilde{q}_2



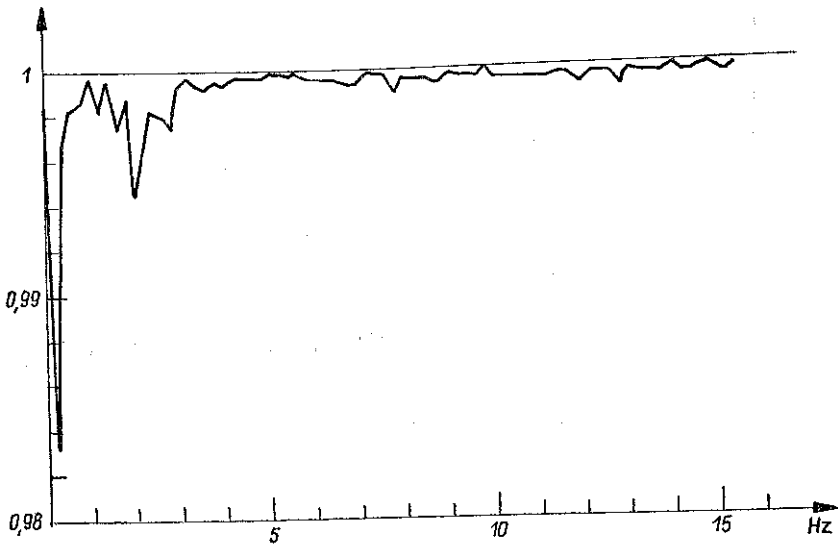
Rys. 12. Moduł widmowej gęstości wzajemnej mocy sygnałów \tilde{Q}_1 i \tilde{q}_2



Rys. 13. Argument widmowej gęstości wzajemnej mocy sygnałów \tilde{Q}_1 i \tilde{q}_2



Rys. 14. Widmowa gęstość własna mocy sygnału \ddot{q}_2



Rys. 15. Funkcja koherencji wielokrotnej sygnałów \ddot{Q}_1 , \ddot{q}_1 i \ddot{q}_2

LITERATURA CYTOWANA W TEKŚCIE

1. P. EYKHOFF, *Identyfikacja w układach dynamicznych*, PWN, Warszawa 1980.
2. J. WICHER, *Problemy identyfikacji systemów technicznych ze szczególnym uwzględnieniem układów mechanicznych*, Praca habilit., Warszawa 1975.
3. E. KAMIŃSKI, *Identyfikacja układów mechanicznych o członach lepko-sprężystych*, Rozpr. Inżyn., 21, 3, 1973.

4. J. KAMIŃSKI, J. OSIECKI, W. OSMÓLSKI, *Symulacja maszynowa obciążeń konstrukcji nośnej samochodu*, Zbiór referatów z konferencji pt. „Eksperymentalne badania symulacyjne samochodów i ich elementów”, SYMPOL 79, PiMOT SiMP 1979.
5. J. OSIECKI, *Zagadnienia budowy dyskretnego modelu drgań obiektu rzeczywistego oraz słabych sprzężeń drgań w praktycznej analizie dynamiki maszyn*, Problemy Drgań Nielin., 10, 1969.
6. Л. И. МАНДЕЛЬШТАМ, *Полное собрание трудов*, Т. IV, Лекции по колебаниям, Изд. АН СССР, 1965.
7. J. WICHER, *Identyfikacja parametrów tłumienia i sztywności układu o wymuszeniach stochastycznych*, Zagadn. Drgań Nielin., 17, 1976.
8. W. JEDLIŃSKI, *Modelowanie drgań żurawia samochodowego*, Prace Naukowe PW, Mech., Nr 79, 1983.
9. J. WICHER, *Identyfikacja parametrów układu napędowego*, Rozpr. Inżyn., 24, 1, 1976.

Резюме

IDENTYFIKACJA DYNAMICZNEJ MODELI AUTOMOBILNEGO KRANA

Представлен процесс идентификации колебаний автомобильного крана HY-63' используя произвольно сформулированную структурную модель. Проведена частичная идентификация, принимая массовые параметры' определенные расчетным путем, а коэффициенты жесткости и затухания определены на основе экспериментальных исследований этого крана.

В процессе идентификации использована тоже теория частичных систем.

SUMMARY

IDENTIFICATION OF A DYNAMIC MODEL OF A TRUCK CRANE

Identification process of truck crane HY-63 vibrations are presented by means of an arbitrarily formulated structural model. Partial identification is performed on the basis of the mass parameters obtained by analytical methods, the stiffness and damping coefficients being determined experimentally. Theory of partial systems was used in the identification process.

POLITECHNIKA WARSZAWSKA
INSTYTUT MASZYN ROBOCZYCH CIĘŻKICH

Praca została złożona w Redakcji dnia 29 kwietnia 1983 r.
